

# 玻璃钢双体游艇总纵极限强度的结构可靠性分析

王小龙<sup>1,2</sup>, 蔡应强<sup>1,2</sup>, 盛 婷<sup>1,2</sup>, 赵 军<sup>1,2</sup>, 欧阳凤林<sup>1,2</sup>

(1. 集美大学轮机工程学院, 福建 厦门 361021; 2. 福建省船舶与海洋工程重点实验室, 福建 厦门 361021)

**[摘要]** 考虑玻璃钢游艇所受外载荷的不确定性和夹芯板力学性能的分散性, 以某玻璃钢双体游艇为研究对象, 以艇体载荷和结构强度为随机变量, 构建艇体总纵极限强度的状态方程, 对艇体总纵极限强度的结构可靠性计算方法进行研究。采用 Rhino 软件建立艇体模型, 利用 Maxsurf 软件和 Aqwa 软件获得艇体的静水弯矩和波浪弯矩, 再使用 Abaqus/Explicit 准静态分析获取危险舱段的极限强度, 通过 JC 法求解可靠度指标, 对艇体强度进行结构可靠性评估。实例计算结果表明, 该方法切实可行, 且满足船级社相关规范要求。

**[关键词]** 玻璃钢游艇; 结构可靠性; 总纵强度; 准静态分析; JC 法

**[中图分类号]** U 674.91

## Structural Reliability Analysis of the Ultimate Longitudinal Strength of Fiberglass-Reinforced Plastic Catamaran

WANG Xiaolong<sup>1,2</sup>, CAI Yingqiang<sup>1,2</sup>, SHENG Ting<sup>1,2</sup>, ZHAO Jun<sup>1,2</sup>, OUYANG Fenglin<sup>1,2</sup>

(1. School of Marine Engineering, Jimei University, Xiamen 361021, China;

2. Fujian Provincial Key Laboratory of Naval Architecture and Ocean Engineering, Xiamen 361021, China)

**Abstract:** Taking into account the uncertainties in external loads on fiberglass-reinforced plastic (FRP) yachts and the variations in the mechanical properties of sandwich panels, this study focuses on investigating the structural reliability calculation method for the longitudinal ultimate strength of a specific FRP catamaran yacht. By treating hull loads and structural strength as stochastic variables, a state equation was constructed to model the total longitudinal ultimate strength of the yacht's hull. The yacht model was created using Rhino software, and the static water bending moment and wave bending moment were determined using Maxsurf and Aqwa software, respectively. The ultimate strength of the critical section was obtained through quasi-static analysis using Abaqus/Explicit. The reliability index was then calculated using the JC method to assess the structural reliability of the yacht's strength. The results of the case study demonstrate the feasibility of this approach, which can meet the requirements of relevant classification societies.

**Keywords:** FRP yacht; structural reliability; longitudinal strength; quasi-static analysis; JC method

**[收稿日期]** 2023-08-24

**[基金项目]** 福建省自然科学基金项目“基于区间分析的玻璃钢游艇结构非概率可靠性研究”(2021J01844)“考虑多薄弱部位可靠性复合材料船舶结构轻量化方法研究”(2023J01788); 福建省科技厅对外合作项目“碳纤/玻纤游艇多尺度抗冲击动态特性研究及应用”(2022J0019); 福建省中青年教育科研项目(科技类)“玻璃钢层合板低速冲击损伤机理研究”(JAT190336)

**[作者简介]** 通信作者: 蔡应强(1980—), 副教授, 从事复合材料游艇结构优化与可靠性研究, E-mail: cai202@jmu.edu.cn。

## 0 引言

当前,中小型游艇制造材料主要采用铝合金和纤维增强塑料,且以后者为主流,增强材料主要是碳纤维和玻璃纤维。绝大多数游艇采用玻璃纤维增强塑料(玻璃钢)制造,艇体材料主要有层合板和夹芯板 2 种结构。泡沫夹芯板结构凭借轻质、高强度和刚性优势,在游艇结构设计中得到广泛应用。按我国船级社规范<sup>[1-2]</sup>,船长 $\geq 20$  m 的夹层结构船舶应校核危险装载工况的总纵弯曲强度。参照钢制船舶,规范采用直接计算方法校核玻璃钢游艇结构极限强度,忽略了环境载荷、复合材料性能,以及艇体结构参数的分散性和随机性,导致评估结果趋向保守且不够全面。

目前,研究船体纵向极限强度的方法主要有渐进崩溃法(Smith 法)<sup>[3]</sup>、理想化结构单元法<sup>[4]</sup>、非线性有限元方法<sup>[5]</sup>等。Smith 法使用局部加筋板组件在整体船体梁弯曲时的荷载缩短曲线来评估船体纵向极限强度极限;理想化结构单元法采用有限元法和大单元简化结构单元模型。近年来,非线性有限元法因其能够模拟复杂的结构力学行为和材料的非线性特性等优点而得到了广泛应用,如 Xu 等<sup>[5]</sup>使用模型修正因子法,通过有限数量的非线性有限元模拟进行可靠性分析;Chen 等<sup>[6]</sup>使用非线性有限元方法模拟了船体加筋复合板的荷载-平均应变关系;Li 等<sup>[7]</sup>基于非线性有限元和蒙特卡洛方法评估船体梁的极限强度在下沉和拱起过程中受到不同的不确定性影响;张聆玲等<sup>[8]</sup>基于显式的非线性有限元分析评估船体梁结构强度;王醴等<sup>[9]</sup>利用简化逐步破坏法和非线性有限元法评估基于单跨模型和舱段模型的船体梁极限强度。本文采用非线性有限元法和结构可靠性评估方法<sup>[10]</sup>分析玻璃钢游艇结构强度安全问题,通过构建极限状态方程并求解可靠度指标来评估艇体结构强度,以更全面和清晰地反映玻璃钢游艇艇体抵抗总纵弯矩失效的能力。

## 1 艇体载荷分析

艇体在波浪中航行所受到的载荷有自身重力、浮力、波浪载荷和惯性力等。引起艇体弯曲的主要因素是总纵弯矩,它可分为静水弯矩与波浪弯矩。艇体断面上的总纵弯矩公式可以表示为

$$M = M_s + M_w. \quad (1)$$

其中: $M$  为艇体断面上的总纵弯矩 ( $N \cdot mm$ );  $M_s$  为静水弯矩 ( $N \cdot mm$ );  $M_w$  为波浪弯矩 ( $N \cdot mm$ )。

### 1.1 静水载荷

静水载荷(主要指静水弯矩)主要由船体自重、承载物体和船体浮力等引起。假定艇体静置在波浪上,沿波向以波速行驶即与波浪保持相对静止。重力和浮力沿艇长方向分布不同,使得船体梁在艇长方向的载荷构成差值,产生总纵弯曲变形。

设  $x$  轴与艇长方向一致,沿艇长的质量分布曲线函数为  $w(x)$ , 浮力分布曲线函数为  $b(x)$ , 船长为  $L$ , 质量分布曲线  $w(x)$  减去浮力分布曲线  $b(x)$  即为艇体梁上所受载荷。依据船舶的受力平衡条件,重力和浮心在同一铅垂线上<sup>[11]</sup>, 则有

$$\int_0^L [w(x) - b(x)] dx = 0. \quad (2)$$

静水剪力和静水弯矩分别为

$$N(x) = \int_0^x q(x) dx, \quad (3)$$

$$M(x) = \int_0^x N(x) dx = \int_0^x \int_0^x q(x) dx dx. \quad (4)$$

其中: $N(x)$  为静水剪力 ( $N$ );  $M(x)$  为静水弯矩 ( $N \cdot mm$ );  $q(x)$  为重力曲线与浮力曲线的差值 ( $N \cdot mm$ )。

在游艇航行时,艇体装载量和物体摆放位置总不相同,因此  $w(x)$  和  $b(x)$  在不同航次和工况下是变化的。由式 (2) 和式 (3) 可知,  $M(x)$  随着工况变化而变化,因此将静水弯矩视作随机变量较为合理。

## 1.2 波浪载荷

自然界中海面波浪起伏波动不定,海洋波浪的波动具有随机性。因此,采用随机波浪理论研究艇体在海浪中的运动和受力情况,常用的方法包括特征波法和谱分析法,谱分析法能较精确地反映波浪的能量分布规律。游艇在航行时承受的波浪载荷可分为长期波浪载荷和短期波浪载荷。由于游艇航行时间较短,可将艇体遭受的波浪载荷视为短期波浪载荷,可采用频域理论直接计算短期波浪载荷的分布。

长峰不规则波的响应谱为

$$S(\omega) = [124H_s^2/(\omega^5 T_z^4)] \exp(-496/(\omega T_z)^4)。 \quad (5)$$

其中:  $H_s$  为有义波高 (m);  $T_z$  为平均过零周期 (s);  $\omega$  为波浪频率。短峰波的响应谱在长峰波的基础上加了方向扩散函数  $f(\theta)$ ,  $f(\theta)$  的公式为

$$f(\theta) = (2/\pi) \cos^2(\theta)。 \quad (6)$$

其中:  $\theta$  为浪向角。因此,短峰不规则波的响应谱  $S(w, \theta)$  为

$$S(w, \theta) = S(w) \cdot f(\theta)。 \quad (7)$$

根据三维势流理论,波浪载荷传递函数是关于  $\omega$  和  $\theta$  的函数,可表示为  $|H(\omega, \theta)|$ 。则在某一航向角下的载荷响应谱  $S_R(w, \theta)$  为

$$S_R(w, \theta) = S(w, \theta) \cdot |H(\omega, \theta)|^2。 \quad (8)$$

$S_R(w, \theta)$  的零阶矩  $m_0$  为

$$m_0 = \int_{-\pi/2}^{\pi/2} \int_0^\infty S_R(w, \theta) d\omega d\theta。 \quad (9)$$

则波浪载荷的方差为

$$\sigma_M^2 = m_0 = \int_{-\pi/2}^{\pi/2} \int_0^\infty [124H_s^2/(\omega^5 T_z^4)] \exp(-496/(\omega T_z)^4) \cdot (2/\pi) \cdot \cos^2(\theta) \cdot |H(\omega, \theta)|^2 d\omega d\theta。 \quad (10)$$

由统计学分析可知,波浪弯矩短期预报值近似服从 Rayleigh 分布,因此,其累计概率分布函数可以写为

$$F(M_W) = 1 - (M_W^2 / \sigma_{M_W}^2) \exp(-M_W^2 / (2\sigma_{M_W}^2)), M_W \geq 0。 \quad (11)$$

其中:  $M_W$  为波浪载荷短期预报值,则

$$1 - F(M_W) = \exp(-M_W^2 / (2\sigma_{M_W}^2)) = 1/p。 \quad (12)$$

其中:  $p$  为时间  $T$  内船舶遭遇波浪的次数,  $1/p$  表示在时间  $T$  内只遇到一次最大波浪弯矩。

与超越频率对应的载荷极值  $M_{WT}$ , 且波浪的分布服从极值 I 型分布<sup>[12]</sup>

$$\begin{cases} u_{M_{WT}} = M_{W0} \sqrt{2 \ln p} \sigma_M, \\ \alpha_{M_{WT}} = \pi / (\sqrt{6} \sigma_M)。 \end{cases} \quad (13)$$

其中:  $M_{W0}$  为最大波浪弯矩,可由《游艇入级与建造规范》<sup>[1]</sup> 求出。

中拱状态下,

$$M_{WH} = 0.19 F_M L_f C_1 L_{WL}^2 B C_B。 \quad (14)$$

中垂状态下,

$$M_{WH} = -0.11 L_f C_1 L_{WL}^2 B (C_B + 0.7)。 \quad (15)$$

其中:  $F_M$  为弯矩分布系数;  $L_f$  为系数;  $C_1$  为设计类别折减系数;  $L_{WL}$  为水线长;  $B$  为艇宽;  $C_B$  为方形系数。

对应波浪弯矩值的均值和方差分别为

$$\begin{cases} \mu_{M_{W0}} = u_{M_{WT}} + 0.577216 / \alpha_{M_{WT}}, \\ \sigma_{M_{W0}} = M_{W0} \sigma_M。 \end{cases} \quad (16)$$

## 2 总纵极限强度分析

对艇体进行结构极限强度分析的目的在于准确评估艇体的承载能力,防止因其结构强度不足而引发安全问题。规范<sup>[13-14]</sup>中推荐使用渐进崩溃法计算船体极限强度,并提出非线性有限元法可以作为一种替代方法。

相较于渐进崩溃法,非线性有限元法更能反映复杂载荷作用下艇体破坏的模式和机理<sup>[15]</sup>。然而,由于复合材料与传统各向同性材料的本构关系存在差异,因此复合材料艇体的结构强度计算需要考虑特殊因素。

### 2.1 复合材料夹芯板

复合材料游艇生产工艺常采用单层板交错粘合的夹芯板结构,该结构采用低密度夹芯材料,可以增加夹芯板的厚度并保持面板之间有一定距离,从而提高其剪切强度和压缩强度。以玻璃钢游艇为例,常使用玻璃钢夹芯板结构,夹芯板由蒙皮、芯材和胶结层 3 部分组成,蒙皮内的单层板铺层材料、厚度和弹性主方向可以不同。该设计改变铺层参数以获得所需的力学性能,充分利用了复合材料性能各向异性的特点。相较于相同质量的单板结构,夹芯板结构在几乎不增加质量的情况下,显著提高了结构的强度和刚度,并具有客观的非均匀性和力学性质的不连续性。

### 2.2 非线性有限元法

有限元法是计算和评估船体结构强度的重要方法。复合材料夹芯板具有复杂的力学特性,包括客观的非均匀性和力学性质的不连续性。与渐进崩溃法相比,非线性有限元法更能准确反映船体的破坏模式,如 Abaqus 软件可以使用 Standard 或 Explicit 模块来解决非线性问题。Abaqus/Explicit 准静态分析是显式求解,适用于分析瞬态动力学问题,可以模拟高度非线性的动力学过程,并具有较高的计算精度。其本质上仍然是动力学分析,只是通过较长时间和足够慢的加载速度使得动力学效应不明显。

Abaqus/Explicit 求解器在对运动方程进行时间积分时采用的是中心差分法,也就是使用上一步增量计算的结果来计算下一步增量的动力学条件。因此,只有当时间增量足够小时,使用中心差分法计算的结果才足够准确。在使用中心差分法求解问题时,由于对时间进行了解耦处理,所以求解过程不需要进行迭代,节省了每个增量所需的计算时间。

增量步初始动力平衡方程<sup>[16]</sup>为

$$[M]\{\ddot{u}\} = \{P\} - \{I\}。 \quad (17)$$

其中:  $[M]$  为质量矩阵;  $\{\ddot{u}\}$  为加速度矩阵;  $\{P\}$  为载荷矩阵;  $\{I\}$  为内力矩阵。当增量步开始时,设此时刻时间为  $t$ ,显式求解采用对角质量矩阵或集中质量矩阵,节点加速度由节点质量和节点合力决定,加速度计算公式为

$$\{\dot{u}\}_{(t)} = [M]^{-1} \cdot \{P\} - \{I\}_{(t)}。 \quad (18)$$

其中:  $\{\dot{u}\}_{(t)}$  为节点加速度矩阵;  $[M]^{-1}$  为质量矩阵逆阵。使用中心差分法对加速度在时间上积分,在计算速度的变化时假定加速度为常数,当前增量步中点的速度为

$$\{\dot{u}\}_{(t+\Delta t/2)} = \{\dot{u}\}_{(t-\Delta t/2)} + [(\Delta t|_{(t+\Delta t)} + \Delta t|_{(t)})/2]\{\ddot{u}\}_{(t)}。 \quad (19)$$

当增量步结束时,位移等于增量步初始位移加速度对时间的积分,公式为

$$\{u\} = \{u\}_{(t)} + \Delta t|_{(t+\Delta t)}\{\dot{u}\}_{(t+\Delta t/2)}。 \quad (20)$$

准静态方法的最大优势是采用中心差分法进行显式时间积分,只要保证增量步长满足稳定性要求,就不存在收敛性问题。评价准静态分析的正确性,最具有普遍意义的方式是研究模型中的各种能量,在大多数过程中,结构的内能基本全为结构所受外力。因此,动能与内能之比小于 10%,则认

为结果可以接受。

3 总纵极限强度的结构可靠性模型

3.1 极限状态方程的构建

结构在规定的时间内与规定的条件下完成预定功能的概率称为结构的可靠性。游艇在一定的海况和设定的寿命期内，当受到不同的载荷和抗力仍然可以正常工作的概率称为艇体可靠度。以艇体总纵弯矩大于艇体极限结构强度作为艇体结构失效的条件，建立艇体总纵极限强度状态方程为

$$Z = g(M_{\text{极}}, M) = M_{\text{极}} - M = 0。$$

(21)

其中： $Z$  为游艇总纵极限强度功能函数； $M_{\text{极}}$  为艇体极限结构强度； $M$  为艇体总纵弯矩。

3.2 JC 法求解

艇体极限结构强度服从正态分布，艇体总纵弯矩由静水弯矩与波浪弯矩叠加而成，其中静水弯矩服从正态分布<sup>[17-18]</sup>，波浪弯矩服从极值 I 型分布。可采用 JC 法计算可靠度指标，通过当量正态化将其转化为正态分布。将功能函数在验算点  $X^*$  处线性展开，就可以得到验算点处的极限状态方程<sup>[19]</sup>，具体公式为

$$Z = g(X_1^*, X_2^*, X_3^*) + \sum_{i=1}^3 (X_i - X_i^*) (\partial g / \partial X_i)_{X^*} = 0。$$

(22)

$Z$  的均值为

$$m_Z = g(X_1^*, X_2^*, X_3^*) + \sum_{i=1}^3 (X_i - X_i^*) (\partial g / \partial X_i)_{X^*}。$$

(23)

$Z$  的标准差为

$$\sigma_z = \sum_{i=1}^3 [\alpha_i \sigma_{X_i} (\partial g / \partial X_i)_{X^*}]。$$

(24)

其中： $\alpha_i$  为灵敏系数，它可以反映变量对综合变量标准差的影响，计算公式为

$$\alpha_i = \sigma_{X_i} (\partial g / \partial X_i)_{X^*} / \sqrt{\sum_{i=1}^3 [\alpha_i \sigma_{X_i} (\partial g / \partial X_i)_{X^*}]^2}。$$

(25)

$\alpha_i$  的值在  $\pm 1$  之间，且满足  $\sum_{i=1}^3 \alpha_i^2 = 1$ 。

在标准正态空间内，从坐标原点到极限状态曲面的最短距离就是可靠性指标  $\beta$ ，它的具体计算公式为

$$\beta = m_Z / \sigma_Z = \sum_{i=1}^3 [(m_{X_i} - X_i^*) (\partial g / \partial X_i)_{X^*}] / \sum_{i=1}^3 [\alpha_i \sigma_{X_i} (\partial g / \partial X_i)_{X^*}]。$$

(26)

于是得到设计验算点公式为

$$X_i = m_{X_i} - \beta \alpha_i \sigma_{X_i}。$$

(27)

利用式(24)~(27)进行迭代计算，当前后两次  $\beta$  的差值小于某特定值时，停止迭代，输出最后一次的  $\beta$  值。

4 实例分析

4.1 艇体建模

以某司生产的一艘玻璃钢双体游艇为例，艇长 15.8 m，宽 7.5 m，根据《游艇入级与建造规范》<sup>[1]</sup>将其分类为第Ⅳ类游艇，航行区域为遮蔽航区<sup>[2]</sup>，最大有义波高为 2 m，航速为 8.5 kn。使用 RHINO 软件建模如图 1 所示，模型为壳单元，由艇体、连接桥、桁架和肋板等组成。玻璃钢相关铺层参数和材料属性见表 1~表 2。



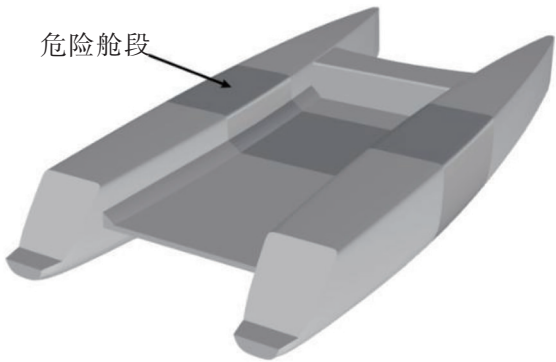


图 1 艇体模型  
Fig.1 Hull Model

表 1 玻璃钢铺层参数  
Tab. 1 Parameters of FRP laying

序号	艇体	甲板	加强部位 (桁架、肋板等)
1	CSM225	CSM225	CSM225
2	EB8000/90	EB6000/90	EB6000/90
3	EB6000/90	PVC80	2 × EB400 + / - 45
4	PVC80	EB8000/90	PVC80
5	EB6000/90		EB8000/90
6	EB8000/90		2 × EB400 + / - 45
总厚度 /mm	29. 1	22. 7	29. 3

表 2 材料属性  
Tab. 2 Material properties

属性	CSM225	EB400	EB600	EB800	PVC80
$E_1$ /MPa	11 600	20 000	21 700	23 600	
$E_2$ /MPa	11 600	20 000	21 700	23 600	102
$E_3$ /MPa	8 500	6 000	7 500	8 500	
$v_1$	0. 12	0. 13	0. 15	0. 169	
$v_2$	0. 33	0. 21	0. 25	0. 280	0. 3
$v_3$	0. 33	0. 21	0. 25	0. 280	
$G_1$ /MPa	2 900	4 000	4 500	5 500	
$G_2$ /MPa	1 600	2 000	2 200	2 600	
$G_3$ /MPa	2 000	2 000	2 200	2 600	
密度/( $\text{kg} \cdot \text{m}^{-3}$ )	1 320	1 600	1 800	2 210	80
厚度/mm	0. 5	0. 4	0. 6	0. 8	25

4. 2 载荷计算

4. 2. 1 静水载荷

在 Maxsurf 软件中输入该艇在满客出港和满客到港时的质量分布，得到其浮力分布和静水弯矩。具体质量分布如表 3 所示，人员分布位置不变。满客出港工况为 98% 燃油、100% 淡水、100% 备品；满客到港工况为 10% 燃油、10% 淡水、10% 备品。艇体在中垂、中拱下的浮态如图 2 所示。

表 3 满客出港艇体质量分布  
Tab. 3 Mass distribution of a hull full of passengers

项目	数量	质量/t	纵向长度/m	横向长度/m
空船	1	13. 50	6. 790	0. 474
人员	1	0. 60	6. 500	4. 074
行李	1	0. 30	5. 870	3. 862
废弃物	1	0. 10	3. 550	1. 500
食物	1	0. 40	8. 740	1. 674
燃油箱 1	1	0. 70	6. 400	0. 874
燃油箱 2	1	0. 70	6. 400	0. 874
淡水罐 1	1	0. 35	7. 500	0. 421
淡水罐 2	1	0. 35	7. 500	0. 421
总量	9	17. 00	6. 787	0. 726

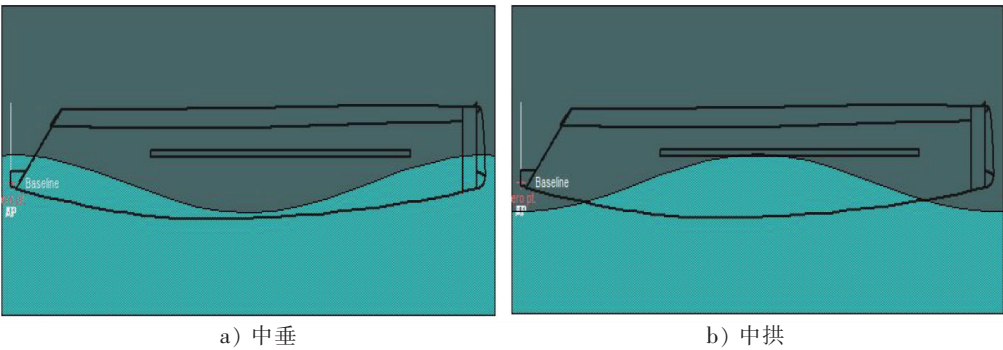


图 2 艇体浮态示意图  
Fig.2 Schematic diagram of a floating hull

4.2.2 波浪载荷

使用 Aqwa 软件计算游艇在波浪下的运动响应幅值, 并得出不同浪向角下的波浪纵摇传递函数。以 30°为间隔选取 0° ~ 180°之间的 7 个浪向角作为入射波, 得出游艇在不同浪向角下的波浪纵摇传递函数。通过分析这些传递函数, 可以了解游艇在不同海况条件下的动态特性, 从而评估其结构对波浪载荷的抵抗能力。

如图 3 所示, 在距离艇首约四分之一和四分之三处, 艇体受到最大波浪剪力的作用, 其幅值绝对值为 16.629 kN。此外, 在距离艇首 6.905 m 处, 艇体受到最大波浪弯矩的作用。通过 Aqwa 软件计算, 可以得到该截面在不同浪向下的纵摇幅值响应 RAO 和弯矩幅值响应 RAO, 以预报纵摇运动幅值和波浪载荷, 结果如图 4 所示。从图 4a 中可以看出, 在浪向角为 0°时, 纵摇幅值达到 10.8; 在浪向角为 90°时, 纵摇幅值几乎为 0。图 4b 给出了艇长 6.905 m 截面处在不同浪向角下的弯矩响应幅值。选取纵向弯矩的最大响应作为传递函数, 从而确定艇体波浪载荷的统计规律参数。在浪向角为 0°且波浪频率为 2.68 rad/s 时, 艇体的纵摇弯矩幅值最大, 响应算子  $H_{\text{纵摇RAO}} = 162\,772.2$ 。

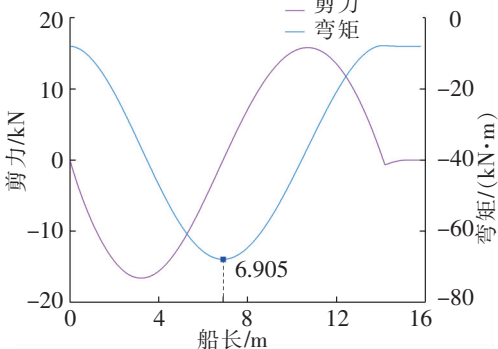


图 3 艇长方向波浪剪力与弯矩分布  
Fig.3 Distribution of wave shear force and bending moment along the length of the yacht

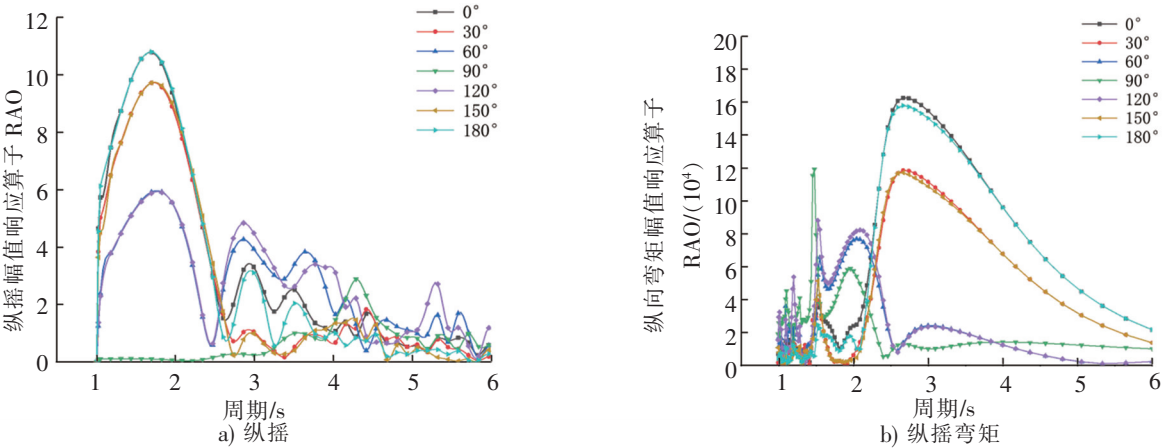


图 4 不同浪向下的幅值响应算子 RAO  
Fig.4 Amplitude response operator RAO under different waves

取波浪周期为 1~6 s，有义波高为 2 m，设计航行时间不超过 24 h，单位时间内遭受波浪次数  $p$  取 10 万次<sup>[20]</sup>。将最大纵摇弯矩幅值响应算子  $H_{\text{纵摇RAO}}$  代入式 (10)，得到波浪载荷概率分布，再代入式 (12)~式 (14)，中垂状态下波浪弯矩的均值和方差分别为  $7.321\,7 \times 10^7$ ， $1.395\,0 \times 10^7$ ，中拱状态下波浪弯矩的均值和方差分别为  $1.937\,8 \times 10^8$ ， $3.692\,0 \times 10^7$ 。

4.3 总纵极限强度计算

通过对梁弯曲理论<sup>[21]</sup>、静水弯矩和波浪弯矩最大值所处位置的分析，发现艇体在接近船舫处承受最大弯矩，该位置遭受外界载荷时可能最先被破坏，因此，选取了该危险部分舱段模型进行极限强度分析，即图 1 标识位置。基于圣维南原理对模型进行处理，为防止边界条件对分析结果产生影响，将截取部分两端延长至相邻舱室，对艇体甲板部分进行了一定简化，并且将舱段两端断面其余节点与型心处主节点耦合。在 Abaqus 软件中进行舱段材料赋予和铺层，并对模型端面进行约束，如图 5 所示。加载随时间变化的转角位移，输出对应的转角弯矩曲线，边界条件见表 4。整个模型相对较为复杂，在 ANSA 软件进行四边形网格划分，网格数量为 23 685 个。

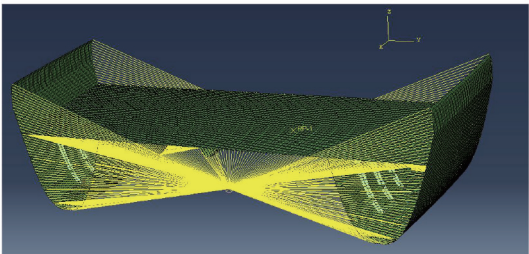


图 5 舱段约束示意图

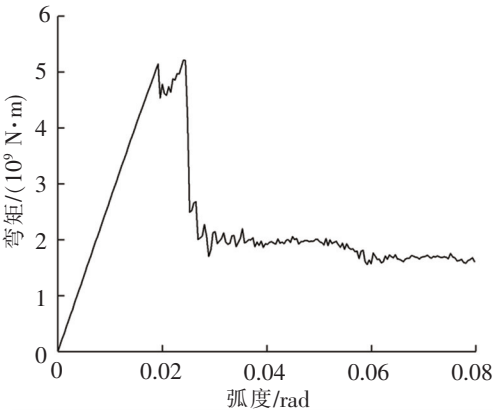
Fig.5 Schematic diagram of restrained cabin section

表 4 舱段模型边界约束

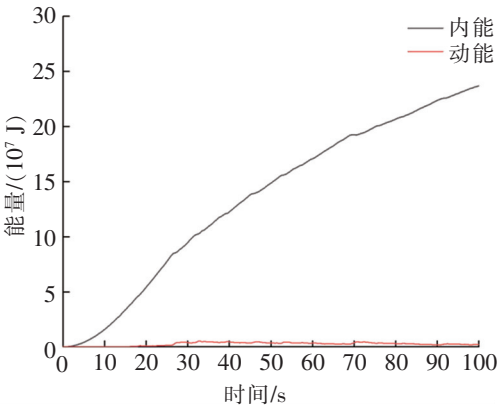
Tab.4 Boundary constraints of cabin section model

工况	中垂	中拱
	$u_x = u_y = u_z = 0$	$u_x = u_y = u_z = 0$
左端节点 RP1 处	$ur_x = ur_z = 0$	$ur_x = ur_z = 0$
	$ur_y = -0.08\text{ rad}$	$ur_y = 0.08\text{ rad}$
	$u_y = u_z = 0$	$u_y = u_z = 0$
右端节点 RP2 处	$ur_x = ur_z = 0$	$ur_x = ur_z = 0$
	$ur_y = 0.08\text{ rad}$	$ur_y = -0.08\text{ rad}$

艇体极限弯矩曲线和内能/动能曲线如图 6、图 7 所示。在中垂状态下，当艇体强度接近极限时，弯矩先减小再增加，而内能/动能曲线呈现微小波动。当弯矩值达到极限状态时艇体完全破坏，动能/内能曲线剧烈波动，此时内能为  $1.27 \times 10^8$  J，动能为  $1.2 \times 10^7$  J，动能/内能为 9.46%；在中拱状态下，弯矩持续稳定增加，直至达到极限状态，此时内能为  $1 \times 10^8$  J，动能为  $5 \times 10^6$  J，动能/内能为 5.02%。中垂时艇体所能承受的弯矩较大，中垂状态下的极限弯矩为  $5.21 \times 10^9$  N·mm，中拱状态下的极限弯矩为  $3.53 \times 10^9$  N·mm。此外，在 0.02 rad 时，艇体基本达到结构承受极限，持续加载将导致艇体完全破坏。且在相等的弯曲角度下，中拱状态下艇体更容易遭到破坏。



a) 极限弯矩曲线



b) 内能/动能曲线

图 6 中垂工况极限强度分析

Fig.6 Ultimate strength analysis of the vertical under working condition



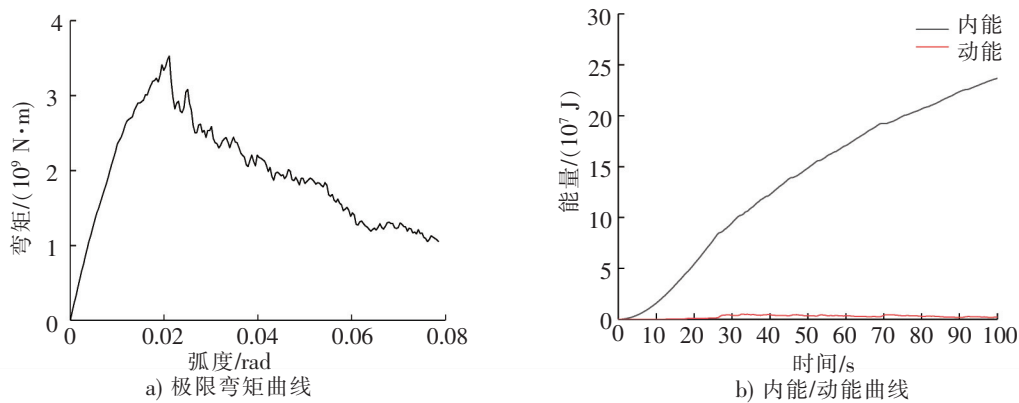


图 7 中拱工况极限强度分析  
Fig.7 Ultimate strength analysis of middle arch under working condition

4.4 可靠度计算

联立式 (1) 和式 (21), 可得艇体总纵极限状态方程为

$$Z = M_{\text{极}} - M_{\text{s}} - M_{\text{w}} = 0。$$
 (28)

其中:  $Z$  为艇体总纵功能函数;  $M_{\text{极}}$  为艇体极限结构强度;  $M_{\text{s}}$  为静水弯矩;  $M_{\text{w}}$  为波浪弯矩。

各随机变量的数值特征见表 5, 将随机变量数值代入式(22) ~ 式(27)中, 放入 JC 法编写 Matlab 程序进行求解, 计算结果为: 中垂状态下, 满客出港和满客到港的可靠性指标  $\beta$  分别为 9.84, 9.85; 中拱状态下, 满客出港和满客到港的可靠性指标  $\beta$  分别为 9.37, 9.37。可知, 中垂、中拱时艇体可靠度接近 10, 且中拱状态下的艇体可靠度略低于中垂。我国民船失效概率应小于  $1 \times 10^{-4}$ , 即可靠性指标  $\beta$  应大于 3.719<sup>[22]</sup>, 显然该双体游艇在中垂和中拱工况下的可靠性均满足规范要求, 且有较大富余, 在满足其他条件情况下, 可通过优化玻璃钢层合板设计, 适当降低可靠性指标, 以提高游艇的经济性。

表 5 随机变量的数值特征  
Tab.5 Numerical characteristics of random variables

变量	状态	分布	均值/(N·m)	变异系数
$M_{\text{极S}}$	中垂	正态分布	$5.21 \times 10^9$	0.10
$M_{\text{极H}}$	中拱	正态分布	$3.53 \times 10^9$	0.10
$M_{\text{S1}}$	满客出港中垂	正态分布	$1.11 \times 10^7$	0.05
$M_{\text{H1}}$	满客出港中拱	正态分布	$1.08 \times 10^7$	0.05
$M_{\text{S2}}$	满客到港中垂	正态分布	$7.85 \times 10^6$	0.05
$M_{\text{H2}}$	满客到港中拱	正态分布	$1.19 \times 10^7$	0.05
$M_{\text{WS}}$	中垂	极值 I 型	$7.32 \times 10^7$	0.19
$M_{\text{WH}}$	中拱	极值 I 型	$1.94 \times 10^8$	0.19

5 结论

基于复合材料夹芯板的非线性特点和外载荷的随机性, 本文采用非线性有限元法和结构可靠性理论, 对玻璃钢双体游艇总纵极限强度的结构可靠性进行了研究。以某玻璃钢双体游艇为实例, 基于 Abaqus 软件、Maxsurf 软件和 Aqwa 软件, 利用频域理论计算方法、船级社规范和准静态分析法, 得到艇体在中垂、中拱工况下的波浪弯矩、静水弯矩和危险舱段极限强度的数值特征, 结果发现, 中垂时艇体所能承受的弯矩较大, 中垂状态下的极限弯矩为  $5.21 \times 10^9 \text{ N} \cdot \text{mm}$ , 中拱状态下的极限弯矩为  $3.53 \times 10^9 \text{ N} \cdot \text{mm}$ 。并且, 在相等的弯曲角度下, 中拱状态下艇体更容易遭到破坏。此外, 根据波浪弯矩、静水弯矩、危险舱段极限强度的数值特征和分布规律, 列写艇体总纵极限状态方程, 采用 JC 法编写 Matlab 程序求解可靠性指标, 结果表明, 该双体游艇的总纵强度结构可靠性满足规范要求,

中垂、中拱时艇体可靠度接近 10, 且存在较大安全裕度。

## [ 参 考 文 献 ]

- [1] 中国船级社. 游艇入级与建造规范[M]. 北京: 中华人民共和国交通运输部, 2020.
- [2] 中国船级社. 国内航行海船入级规则[M]. 北京: 中华人民共和国交通运输部, 2018.
- [3] SMITH C S. Influence of local compressive failure on ultimate longitudinal strength of a ship's hull[C]//Proc Int Symp on Practical Design in Shipbuilding. Tokyo: [ s. n. ], 1977: 73-79.
- [4] YUKIO U, RASHED S M H. The idealized structural unit method and its application to deep girder structures[J]. Computers & Structures, 1984, 18(2): 277-293.
- [5] XU M C, TEIXEIRA A P, SOARES C G. Reliability assessment of a tanker using the model correction factor method based on the IACS-CSR requirement for hull girder ultimate strength[J]. Probabilistic Engineering Mechanics, 2015, 42: 42-53.
- [6] CHEN N Z, SOARES C G. Ultimate longitudinal strength of ship hulls of composite materials[J]. Journal of Ship Research, 2008, 52: 184-193.
- [7] LI S, KIM D K, BENSON S. A probabilistic approach to assess the computational uncertainty of ultimate strength of hull girders[J]. Reliability Engineering & System Safety, 2021, 213: 107688.
- [8] 张聆玲, 钟进蓉. 船体梁结构强度的非线性有限元分析[J]. 舰船科学技术, 2019, 41(6): 10-12.
- [9] 王醒, 张延昌, 林瞳, 等. 船体梁弯曲极限强度分析[J]. 船舶工程, 2017, 39(4): 24-29.
- [10] 滑林, 吴梵, 吕岩松, 等. 现役船体结构可靠性评估理论研究现状及展望[J]. 国防科技大学学报, 2018, 40(4): 173-180.
- [11] 徐得志. 船舶强度计算与结构设计[M]. 哈尔滨: 哈尔滨工程大学出版社, 2021.
- [12] CHEN N Z. Hull girder reliability assessment for FPSOs[J]. Engineering Structures, 2016, 114: 135-147.
- [13] VERITAS D N. DNV GL rules for classification[S]. 2015.
- [14] IACS. Common structural rules for bulk carriers and oil tankers[S]. 2015.
- [15] 伍友军, 万琪, 周博. 船体极限强度非线性有限元计算方法[J]. 船舶与海洋工程, 2017, 33(6): 20-25, 48.
- [16] 蒲映超. 复合材料船体梁总纵极限强度研究[D]. 上海: 上海交通大学, 2011.
- [17] SOARES C G, DIAS S. Probabilistic models of still-water load effects in containers[J]. Marine Structures, 1996, 9(3/4): 287-312.
- [18] SOARES C G, MOAN T. Statistical analysis of still water load effects in ship structures[J]. Transactions of the Society of Naval Architects and Marine Engineers, 1988, 96: 129-156.
- [19] 武清玺. 结构可靠度理论、方法及应用[M]. 北京: 科学出版社, 2014: 39-46.
- [20] 李秀帅. 多薄弱部位游艇艇体可靠度计算及优化[D]. 厦门: 集美大学, 2017.
- [21] LI S, HU Z Q, BENSON S. Progressive collapse analysis of ship hull girders subjected to extreme cyclic bending[J]. Marine Structures, 2020, 73: 102803.
- [22] 黄树煌, 林少芬. 船舶总纵极限强度可靠性分析[J]. 舰船科学技术, 2011, 33(10): 50-53.

(责任编辑 马建华 英文审校 郑青榕)